

И.А. БОДНАРЬ, аспирант, ОНПУ, Одесса;

А.Е. ДЕНИСОВА, д-р техн. наук, проф., ОНПУ, Одесса;

С.И. БУХКАЛО, канд. техн. наук, проф., НТУ «ХПИ»

АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕПЛА ГРУНТОВЫХ ВОД

Предложены системы теплоснабжения, которые обеспечивают эффективное использование теплонасосных установок с источником тепла грунтовых вод. Предложена методика оценки энергетической эффективности систем, выполнено сопоставление параметров их расчетных циклов. Получены зависимости показателей энергетической эффективности систем теплоснабжения от температуры наружного воздуха. Приведены рекомендации по применению предложенных систем теплоснабжения в зависимости от температуры наружного воздуха.

Ключевые слова: энергетическая эффективность, теплонасосная установка, низкопотенциальный источник тепла, высокопотенциальный источник тепла.

Введение. Проблема энергосбережения становится одной из самых важных в энергетике. Увеличение потребностей в энергии обусловлено ростом мирового населения, развитием мировой промышленности и индустриализацией развивающихся стран. Это ведет к значительному истощению мировых запасов углеводородных видов топлива, таких как газ, нефть и уголь, которые являются источниками традиционного теплоснабжения. При современном уровне добычи разведанных запасов угля хватит на 400 лет, нефти на 42 года и газа на 61 год. Со временем будут освоены новые источники традиционного теплоснабжения, но стоимость их добычи будет постоянно расти. Кроме того, что традиционные источники теплоснабжения со временем исчерпают свои запасы, они имеют и существенные недостатки: низкую энергетическую, экономическую и экологическую эффективность.

Постановка проблемы. Перечисленные недостатки могут быть устранены путем применения альтернативных методов энергообеспечения, одним из которых является использования низкотемпературного естественного тепла грунтовых вод земли на основе применения теплонасосных установок (ТНУ).

© А.И. Боднарь, А.Е. Денисова, С.И. Бухкало. 2014

Анализ схем ТНУ геотермального теплоснабжения. В работе рассмотрены перспективные схемы ТНУ (рис. 1...3), приведена методика их расчета. Схема установки отопления от источника грунтовых вод земли (рис. 1) включает в себя заборную скважину 1 оснащенную откачивающим специальным насосом 3, который подает низкопотенциальный источник тепла (грунтовую воду) в испаритель 4, где отдает свое тепло хладагенту и поступает в поглощающую скважину 2. В испарителе хладагент закипает, пар которого всасывается компрессором 5, где происходит его сжатие, при этом температура и давление хладагента значительно повышается. Затем хладагент подается в конденсатор 6, охлаждающийся водой, которая и будет высокопотенциальным источником тепла, который подается в систему отопления 9, оснащенную циркуляционным насосом 8. Отдав свое тепло пар хладагента конденсируется и в состоянии жидкого хладагента через дроссельный вентиль 7, где его температура и давление падает, поступает обратно в испаритель.

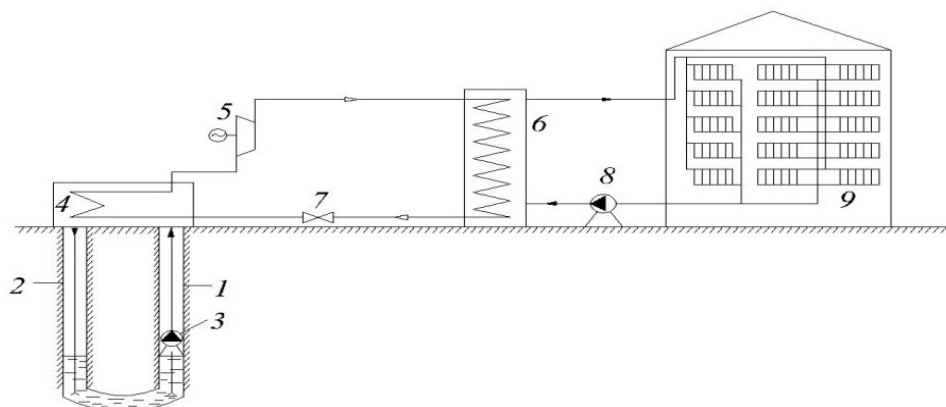


Рис. 1. Схема ТНУ от источника грунтовых вод

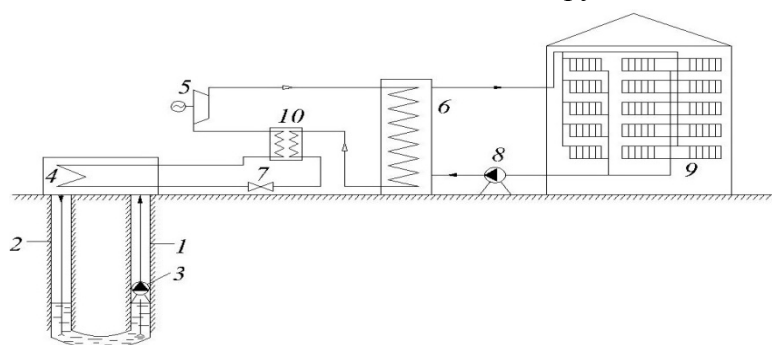


Рис. 2. Схема ТНУ от источника грунтовых вод с промежуточным теплообменником

На рис. 2 представлена схема ТНУ с дополнительным промежуточным теплообменником 10, в котором совмещается переохлаждение жид-

кого хладагента и перегрева его пара, которая позволяет горячему хладагенту после конденсатора нагревать холодный хладагент после испарителя, что ведет к повышению эффективности применения данной установки за счет повышения температуры хладагента на входе в компрессор.

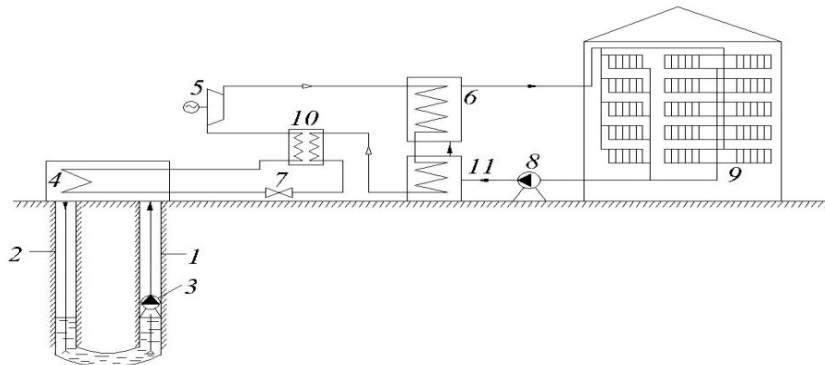


Рис. 3. Схема ТНУ от источника грунтовых вод с промежуточным теплообменником и переохладителем

На рис. 3 представлена схема ТНУ с дополнительным теплообменником – переохладителем 11, который служит для дополнительного охлаждения высокопотенциального источника тепла [1, 2, 3].

Методика расчета ТНУ на базе геотермальных источников. Для анализа показателей энергетической эффективности применения рассматриваемых схем ТНУ воспользуемся методикой [1], реализованной с помощью программы CoolPack в p , h -диаграмме (рис. 4).

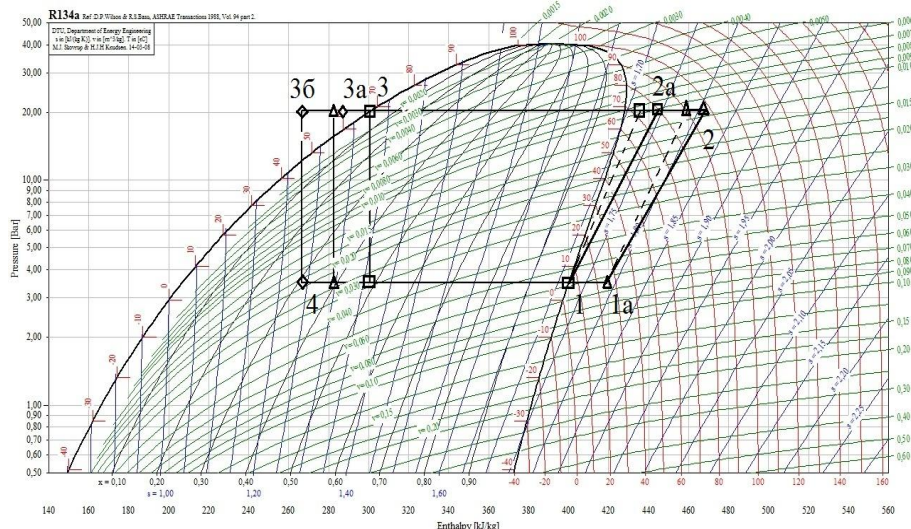


Рис. 4. Циклы ТНУ на базе грунтовой энергии: □ – ТНУ (рис. 1); Δ – ТНУ (рис. 2); ◇ – ТНУ (рис. 3)

Температура испарения хладагента $t_{\text{и}}$, по которой можно определить энтальпию h_1 и давление $P_{\text{и}}$ фреона после испарителя

$$t_{\text{и}} = t_{\text{н2}} - \Delta t_{\text{и}}, \quad (1)$$

где $t_{\text{н2}}$ – температура низкопотенциального источника тепла, °C;

$\Delta t_{\text{и}}$ – перепад температур на выходе из испарителя, °C.

Температура конденсации хладагента $t_{\text{к}}$, по которой можно определить энтальпию h_3 и давление $P_{\text{к}}$ фреона после конденсатора

$$t_{\text{к}} = t_{\text{в2}} + \Delta t_{\text{к}}, \quad (2)$$

где $t_{\text{в2}}$ – температура высокопотенциального источника тепла на выходе из испарителя, °C;

$\Delta t_{\text{к}}$ – перепад температур на выходе из конденсатора.

Адиабатный КПД компрессора

$$\eta_{\text{а}} = 0,98(273 + t_0)/(273 + t_{\text{к}}), \quad (3)$$

где t_0 – температура наружного воздуха, °C.

Энтальпия хладагента после компрессора

$$h_2 = h_1 + (h_{2\text{а}} - h_1)/\eta_{\text{а}}, \quad (4)$$

где $h_{2\text{а}}$ – энтальпия фреона после конца адиабатного сжатия, кДж/кг.

Удельная тепловая нагрузка конденсатора

$$q_{\text{к}} = h_2 - h_3, \text{ кДж/кг} \quad (5)$$

Удельная тепловая нагрузка ТНУ

$$q_{\text{тн}} = q_{\text{к}}, \text{ кДж/кг} \quad (6)$$

Работа сжатия в компрессоре

$$l_{\text{сж}} = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг} \quad (7)$$

Удельная энергия, потребляемая электродвигателем

$$W = l_{\text{сж}}/(\eta_{\text{э.м}}\eta_{\text{э}}), \text{ кДж/кг} \quad (8)$$

Коэффициент сжатия в компрессоре

$$\varepsilon = P_{\text{к}}/P_{\text{и}} \quad (9)$$

Коэффициент преобразования теплоты

$$\mu = q_{\text{тн}}/l_{\text{сж}} \quad (10)$$

Удельный расход первичной энергии

$$\text{ПЕ} = 1/(\eta_{\text{э.м}} \eta_{\text{э}} \eta_{\text{э.с}} \eta_{\text{пер.}} \mu), \quad (11)$$

где $\eta_{\text{э.с}}$ – КПД энергоустановки;

$\eta_{\text{пер.}}$ – КПД системы энергоснабжения.

Для схем ТНУ (рис. 2, 3) необходимо рассчитать температуру хладагента на входе в компрессор t_{1a}

$$t_{1a} = t_{\text{и}} - \Delta t_{\text{п}}, \quad (12)$$

где $\Delta t_{\text{п}}$ – температура перегрева пара в промежуточном теплообменнике.

Энтальпия хладагента после компрессора

$$h_2 = h_{1a} + (h_{2a} - h_{1a})/\eta_a \quad (13)$$

Энтальпия хладагента на входе в промежуточный теплообменник (рис. 3, 4)

$$h_{3б} = h_3 - (h_{1a} - h_1) \quad (14)$$

Работа сжатия в компрессоре

$$l_{\text{сж}} = h_2 - h_{1a}, \text{ кДж/кг} \quad (15)$$

Для схемы ТНУ (рис. 3, 4) необходимо дополнительно рассчитать температуру хладагента после конденсатора

$$t_{3a} = (c'_{p3} t_{\text{к}} + c_{\text{в}} (\Delta t_{\text{по}} + t_{\text{вл}})) / (c'_{p3} + c_{\text{в}}), \quad (16)$$

где c'_{p3} – теплоемкость фреона после конденсатора, кДж/(кг·К);

$c_{\text{в}}$ – теплоемкость воды, кДж/(кг·К);

$t_{\text{вл}}$ – температура высокопотенциального источника тепла на входе в испаритель.

Удельная тепловая нагрузка переохладителя $q_{\text{по}}$, кДж/кг:

$$q_{\text{по}} = h_3 - h_{3a} \quad (17)$$

Удельная тепловая нагрузка ТНУ $q_{\text{тн}}$, кДж/кг:

$$q_{\text{тн}} = q_{\text{к}} + q_{\text{по}} \quad (18)$$

Для расчета энергетической эффективности рассматриваемых схем ТНУ (рис. 1–3) будем использовать следующие исходные данные:

– температура низкопотенциального источника тепла на входе в испаритель ТНУ $t_{н1} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$;

– температура низкопотенциального источника тепла на выходе из испарителя ТНУ $t_{н2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$;

В зависимости от температуры наружного воздуха $t_0 = -16 \dots 8\text{ }^{\circ}\text{C}$ температуры высокопотенциального источника тепла на входе в систему отопления и на выходе из системы отопления $t_{в2}$ и $t_{в1}$ получены графики (рис. 5) изменения нагрузки на отопление 5-ти этажного здания на 60 квартир [2, 3, 4], т.е. тепловой нагрузки ТНУ $Q_{тн}$, кВт (рис. 6).

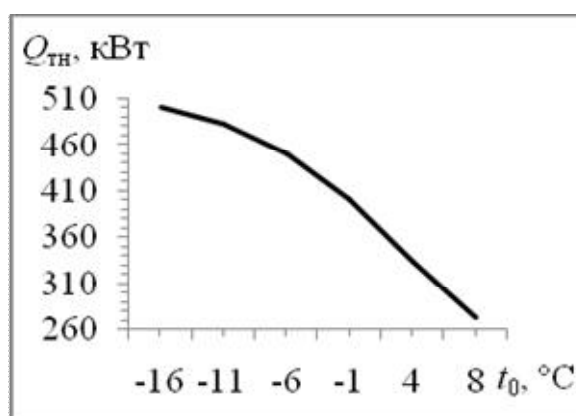
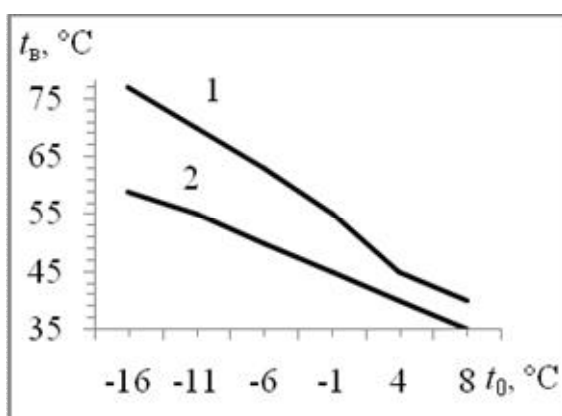


Рис. 5. Зависимость подающего теплоносителя $t_{в2} - 1$; обратного теплоносителя $t_{в1}$ от температуры наружного воздуха $t_0 - 2$

Рис. 6. Зависимость тепловой нагрузки ТНУ $Q_{тн}$ от температуры наружного воздуха t_0

– перепады температур на выходе из теплообменников $\Delta t_k = \Delta t_n = \Delta t_{по} = 5, \text{ K}$;

– температура перегрева пара в промежуточном теплообменнике $\Delta t_k = 20 \text{ K}$;

– КПД электродвигателя $\eta_s = 0,85$;

– электромеханический КПД компрессора $\eta_{э,м} = 0,95$;

– КПД электростанции $\eta_{э,с} = 0,4$;

– КПД систем энергоснабжения $\eta_{пер.} = 0,95$.

Для анализа энергетической эффективности были получены следующие зависимости (рис. 7 – 9).

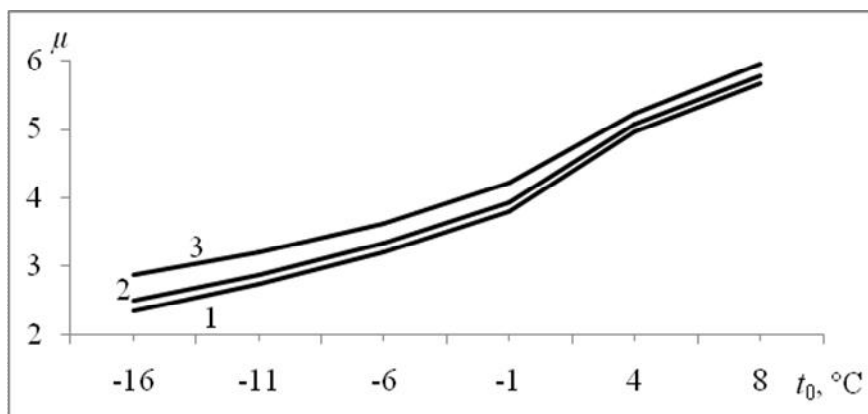


Рис. 7. Зависимость коэффициента преобразования теплоты μ от температуры наружного воздуха t_0 : 1 – ТНУ (рис. 1); 2 – ТНУ (рис. 2); 3 – ТНУ (рис. 3)

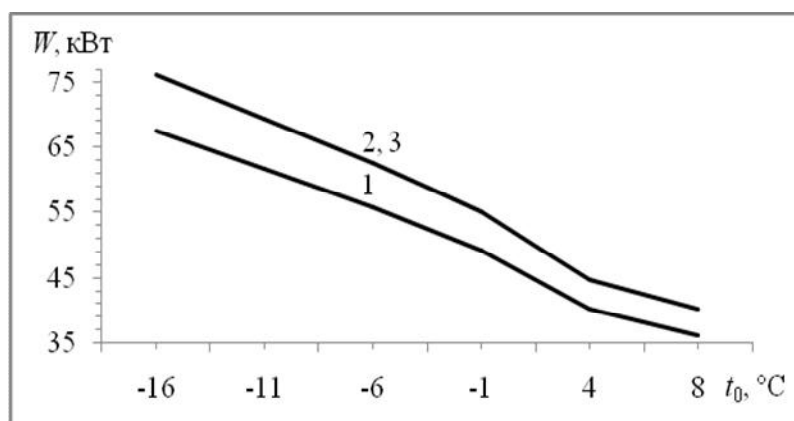


Рис. 8. Зависимость удельной энергии потребляемой электродвигателем W от температуры наружного воздуха t_0 : 1 – ТНУ (рис. 1); 2 – ТНУ (рис. 2); 3 – ТНУ (рис. 3)

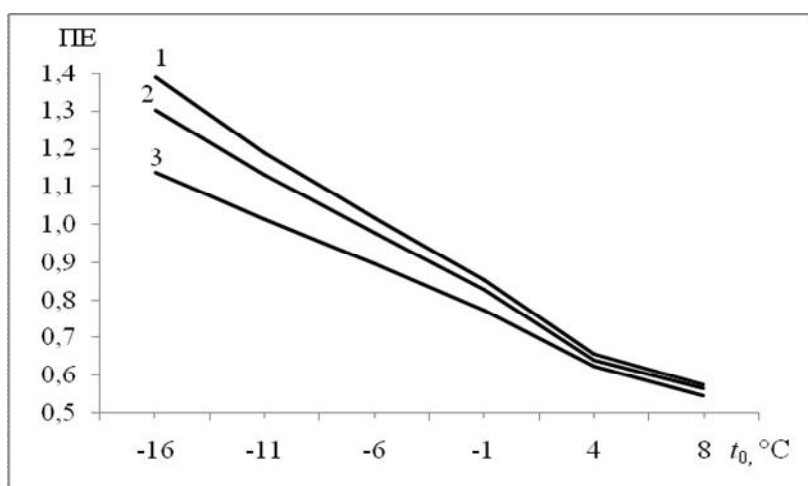


Рис. 9. Зависимость удельного расхода первичной энергии ПЕ от температуры наружного воздуха t_0 (1 – рис. 1; 2 – рис. 2; 3 – рис. 3)

Анализ результатов расчета.

Расчетные циклы для схем ТНУ, выполненные при помощи программы CoolPack, представлены в p, h -диаграмме при температуре окружающей среды $t_0 = -6\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 4). В качестве хладагента был выбран фреон R134a, который относится к озонобезопасным [1].

Анализ зависимостей показывает, что чем выше температура окружающей среды, тем требования по температуре к теплоносителю, подаваемому в систему отопления, снижаются. В свою очередь это приводит к уменьшению разности температур между низкопотенциальным источником тепла грунтовых вод и высокопотенциальным источником тепла системы теплоснабжения. Так при повышении температуры наружного воздуха удельная энергия W , потребляемая электродвигателем, интенсивно уменьшается, что свидетельствует о меньшей работе сжатия $l_{\text{сж}}$ хладагента компрессором, а коэффициент преобразования теплоты μ растет, что позволяет сделать вывод о более эффективной работе ТНУ.

С энергетической точки зрения теплоснабжение с использованием ТНУ выгоднее, чем при сжигании природного топлива, использованного для выработки электроэнергии при условии, что удельный расход первичной энергии ПЕ < 1 .

Так было установлено, что систему теплоснабжения ТНУ (рис. 1) при температуре грунтовой воды на входе в испаритель $t_{\text{н1}} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ целесообразно применять в регионах, где температура наружного воздуха не ниже $t_0 = -5,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Системы теплоснабжения с промежуточным теплообменником рекомендуется применять при температурах наружного воздуха не ниже $t_0 = -6,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, а системы теплоснабжения с дополнительным переохладителем при температурах наружного воздуха не ниже $t_0 = -10,0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Выводы.

Таким образом, наиболее эффективной из трех рассмотренных схем ТНУ (рис. 1 – 3) при прочих равных условиях является система теплоснабжения ТНУ с промежуточным теплообменником и дополнительным переохладителем (рис. 3), о чем свидетельствуют такие основные показатели энергетической эффективности как удельная энергия W , потребляемая электродвигателем, коэффициент преобразования теплоты μ и удельный расход первичной энергии ПЕ.

Что касается применения данных схем ТНУ в регионах с более суровыми климатическими условиями, то следует использовать в качестве низкопотенциального источника тепла грунтовые воды в интервале температур выше 20 °С.

Список литературы: 1. Трубаев П.А. Тепловые насосы : учеб. пособ. / П.А. Трубаев, Б.М. Гришко. – Белгород : Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2009. – 142 с. 2. Рей Д. Тепловые насосы : пер. с англ. / Рей Д., Макмайл Д. – М. : Энергоиздат, 1982. – 244 с. 3. Соколов Е.Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения : учеб. пособ. для вузов. – 2-е изд., перераб. / Соколов Е.Я., Бродянский В.М. – М. : Энергоиздат, 1981. – 306 с. 4. Справочник по наладке и эксплуатации водяных тепловых сетей / [Манюк В.И., Каплинский Я.И., Хижа Э. и др.] – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Стройиздат, 1982. – 215 с.

Поступила в редколлегию 22.03.14

УДК 697.329

Анализ энергетической эффективности теплонасосных установок с использованием тепла грунтовых вод / И.А. Боднар, А.Е. Денисова, С.И. Бухкало // Вісник НТУ «ХП». Серія: Інноваційні дослідження у наукових роботах студентів. – Х. : НТУ «ХП», 2014. – № 16 (1059). – С. 36 – 44. – Бібліогр.: 4 назв.

Запропоновані системи теплопостачання, які забезпечують ефективне використання теплонасосних установок з джерелом тепла ґрунтових вод. Запропонована методика оцінки енергетичної ефективності систем, виконано зіставлення параметрів їх розрахункових циклів. Отримані залежності показників енергетичної ефективності систем теплопостачання від температури зовнішнього повітря. Наведені рекомендації по застосуванню запропонованих систем теплопостачання залежно від температури зовнішнього повітря.

Ключові слова: енергетична ефективність, теплонасосна установка, низькопотенційне джерело тепла, високопотенційне джерело тепла.

The systems of heat supply, which provides the effective use of heatpump plants with a source of heat of ground waters, are offered. The method of an assessment of power efficiency of systems is offered, comparison of parameters of their calculation cycles is executed. Dependences of indexes of power efficiency of systems of heat supply on temperature of external air are received. Resulted to recommendation on application of offer systems of heat supply depending on the temperature of external air.

Keywords: power efficiency, heatpump plant, low-potential source of heat, high-potential source of heat.